

09/988193

CLIPPEDIMAGE= JP403244837A

PAT-NO: JP403244837A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 03244837 A

TITLE: BACK PLATE FOR DRUM BRAKE

PUBN-DATE: October 31, 1991

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

KANESHIRO, MASANORI

NAKAMURA, TSUTOMU

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

HONDA MOTOR CO LTD

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP02039097

APPL-DATE: February 20, 1990

INT-CL (IPC): F16D065/09;F16F015/02

US-CL-CURRENT: 188/205A,188/218A ,188/325

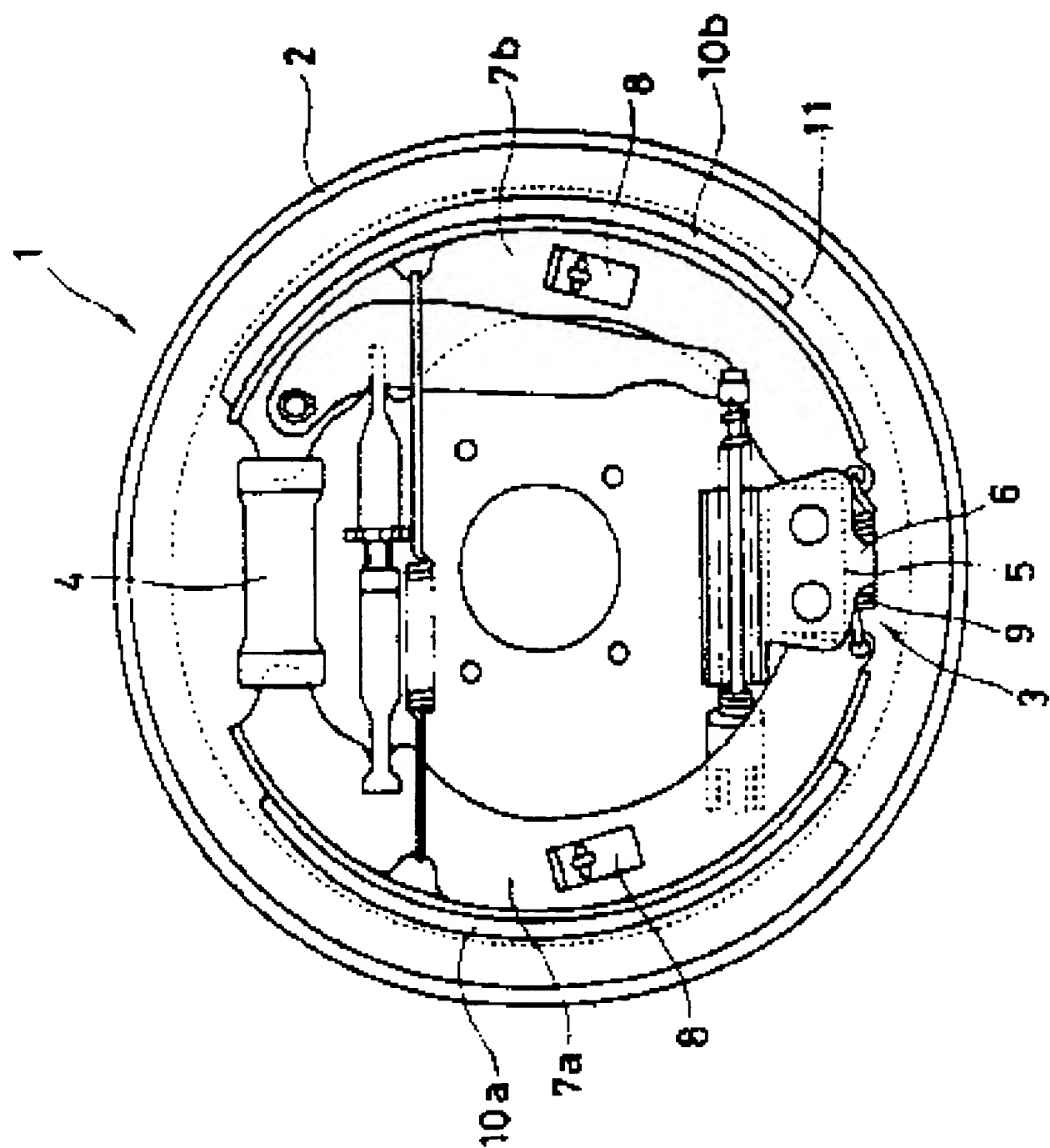
ABSTRACT:

PURPOSE: To damp the extent of brake noise frequency as well as to prevent any offensive noise from occurring by using such a damping steel sheet that makes the amplitude of brake noise frequency at a high amplitude frequency band, being generated in space between a shoe assembly and a brake drum, into a small one.

CONSTITUTION: A drum brake 1 is provided with a back plate 2 being clamped to the body side, an anchor 3 being installed on top of this back plate 2 and a wheel cylinder unit 4, and this anchor 3 is composed of an anchor block 5 and a retainer plate 6. As for material of this back plate 2, a

damping steel sheet  
is used in place of the conventional steel plate (SP  
material). This damping  
steel sheet is excellent in dampability against vibration  
(for example, about  
30 times between 15°C and 60°C in a loss factor as  
compared with the SP  
material). Owing to this steel sheet, any possible  
resonance with a  
self-excited vibration being generated in space between  
linings 10a, 10b and a  
brake drum 11 is prevented from occurring and, vibration to  
be transmitted to  
the back plate 2 can be quickly damped as well.

COPYRIGHT: (C)1991,JPO&Japio



⑨ 日本国特許庁(JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A) 平3-244837

⑮ Int. Cl.<sup>5</sup>

F 16 D 65/09  
F 16 F 15/02

識別記号

S  
K

庁内整理番号

8009-3 J  
7712-3 J

⑬ 公開 平成3年(1991)10月31日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全6頁)

⑭ 発明の名称 ドラムブレーキ用バックプレート

⑯ 特 願 平2-39097

⑰ 出 願 平2(1990)2月20日

⑱ 発 明 者 兼 城 昌 則 三重県津市高野尾町3175-275

⑲ 発 明 者 中 村 力 三重県鈴鹿市阿古曾町9-24

⑳ 出 願 人 本田技研工業株式会社 東京都港区南青山2丁目1番1号

㉑ 代 理 人 弁理士 下田 容一郎 外2名

PTO 2003-92

S.T.I.C. Translations Branch

明 細 書

1. 発明の名称

ドラムブレーキ用バックプレート

2. 特許請求の範囲

バックプレートに取り付けたシューアッセンブリを回転するブレーキドラムに押し付けて制動するドラムブレーキ用バックプレートにおいて、

前記バックプレートは制振鋼板からなり、この制振鋼板の振動特性は、シューアッセンブリとブレーキドラム間に発生するブレーキ鳴き周波数の高振幅周波数帯域での振幅が小振幅であることを特徴とするドラムブレーキ用バックプレート。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、例えば車両のドラムブレーキに発生するブレーキ鳴きを防止するようにしたドラムブレーキ用バックプレートに関する。

(従来の技術)

従来、車両の制動用として構成されるドラムブレーキは、制動時発生するブレーキ鳴きによる異音が問題とされ、技術的に解決が困難な面はあるものの、車両としての商品価値を損うことから種々の研究、防止策が提案されている。

例えば、特開昭51-27324号の場合は、ブレーキシューのリムの内側に不均一な補強部材を設けて、振動増幅を抑制し、ブレーキ部材に整然とした振動モードを形成しにくくするような構造を提案しており、又、特開昭58-210980号の場合は、シューアッセンブリのライニングの材質を、摩擦係数の変動の小さい摩擦材とし、摩擦係数の変動を抑えて異音を減少させるようにしている。

(発明が解決しようとする課題)

しかし従来の防止策はいずれも特効薬的なものではなく、根本的な解決になり得なかった。又、ブレーキシューのリムに補強材を設けるような場合には、構造が複雑となるという不具合があった。

(課題を解決するための手段)

かかる課題を解決するため、本発明はドラムブレーキ用バックプレートを制振鋼板から形成し、この制振鋼板は、シューアッセンブリーとブレーキドラム間に発生するブレーキ鳴き周波数の高振幅周波数帯域の振幅が小振幅である特性を有するものとした。

#### (作用)

ブレーキ鳴きによる異音発生の原因は、シューアッセンブリーとブレーキドラムの間に発生する自動振動が他のブレーキ構造体に伝達され、部材の共振などによる増幅作用を受けることに起因するものであるが、ブレーキ鳴き周波数のうち、高振幅周波数帯域での共振を抑制することにより、ブレーキ鳴きによる異音の不具合が大幅に低減する。

#### (実施例)

本発明のドラムブレーキ用バックプレートの実施例について添付した図面に基づき説明する。

第1図はドラムブレーキの正面図、第2図は周波数測定装置の概略図で、(A)図がバックブ

レースプリング9に抗して拡開し、外面のライニング10a,10bを、外側で回転するブレーキドラム11の内周面に押し付けて摩擦力によって制動する。

そしてこの制動時にライニング10a,10bとブレーキドラム11の摩擦によって自動振動が発生し、ブレーキ鳴きの原因となっている。

そこで本発明においては、この自動振動とバックプレート2との関係に着目されて、まず、自動振動によって発生する周波数特性と、バックプレート2の振動特性が第2図のような測定法により測定された。

すなわち第2図(A)において、恒温槽20中の支持部材21でバックプレート2の一端を支持し、ハンマ22で支持部側を打撃励振して強制振動を起させ、他端側の圧電型ピックアップ23を介してFFT(周波数分析計)アナライザ24で分析した。この結果、バックプレート2の共振周波数、減衰率、振幅が分析された。

第2図(B)は、ブレーキ鳴き周波数の測定法を

ト測定用、(B)図がブレーキ鳴き周波数測定用である。

第1図に示すように、ドラムブレーキ1は、車体側に固定されるバックプレート2と、このバックプレート2上に設けられるアンカ3とオイルシリンダユニット4を備え、アンカ3は、アンカブロック5とリテーナプレート6から構成されている。そして、従来の場合、バックプレート2はSP材(スチールプレート)を使用している。

このアンカ3には、一對の円弧状のシューアッセンブリー7a,7bの一端側が係合し、一方シューアッセンブリー7a,7bの他端側にはオイルシリンダユニット4が連結している。そして各シューアッセンブリー7a,7bの中間部には、該シューアッセンブリー7a,7bの拡開、縮合移動を可能にするシューホールド部8が設けられるとともに、アンカ3側にはリターンスプリング9が取り付けられている。

このため各シューアッセンブリー7a,7bは、オイルシリンダユニット4の作動によってリ

示し、ダイナモ25上で回転するリアタイヤ26の制動時にライニングとブレーキドラム間に発生する周波数を、渦電流型ピックアップ27を介してFFTアナライザ28で分析した。

従来のドラムブレーキ構造体、すなわちバックプレート2にSP材を使用している場合のバックプレート2の振動特性は、第6図のとおりである。

(→)尚第6図(A)はSP材バックプレート2の共振周波数(実線)と、ブレーキ鳴き周波数(破線)の関係を示すものであり、横軸が周波数、縦軸が振幅、(B)表はSP材バックプレート2の共振周波数での減衰率、振幅を示す。

この結果によると、ライニングとブレーキドラム間の摩擦によるブレーキ鳴き周波数(破線)の1400~1500Hzのピーク部に符合して、バックプレート共振周波数1474.9Hzが存在することが明らかとなった。又この1474.9Hzの周波数は、振幅も大きく、ブレーキ鳴きに大きく関わっていることが判る。

このため本発明の実施例では、このブレーキ鳴き周波数帯のうち1400～1500Hzの共振を抑え、ブレーキ鳴きを低減させるよう図られた。具体的には、バックプレートの材質として、SP材に代えて制振鋼板を使用し、例えばC1材（住友金属株式会社製）又はD4材（同社製）のように、SP材間に樹脂等のコアを挟んでサンドイッチ構造としたような材料を用いた。

これらの制振鋼板は、振動の制振性において優れた性能を有しており、制振性能を表わす指標として用いられる損失係数 $\eta$ （複素バネ定数を複素量表示する際用いられる係数）で比較すると第3図のとおりである。

尚、第3図の横軸は、温度 $T$ を示し、縦軸は損失係数 $\eta$ を示す。

この図で判るように、C1材、D4材の損失係数 $\eta$ は、15℃から60℃の間で従来のSP材に較べ約30倍の値を示し且つ両者共に $\eta=0.05$ 以上を示しており、減衰率が著るしく高いことが判る。

作用する。

但し、 $\eta=0.05$ 以下だと有効な制振効果が得られず、又1400～1500Hzの周波数帯域の振幅が $1 \times 10^{-7}$ 以上であれば、有効な共振防止効果を得ることが出来ない。

（発明の効果）

以上のように本発明のドラムブレーキ用バックプレートは、シューアッセンブリーとブレーキドラム間に発生するブレーキ鳴き周波数の高振幅周波数帯域において、振動特性として小振幅となる制振鋼板を使用するようにしたため、ブレーキ鳴き周波数がそれ以上増幅されず、速やかに減衰せられ、不愉快な異音が抑制される。

又構成も簡素であるため、廉価に構成出来るという利点もある。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図はドラムブレーキの正面図、第2図は周波数測定装置の概略図で、(A)図はバックプレート測定用、(B)図はブレーキ鳴き周波数測定用、第3図は制振鋼板の減衰特性を表わし、横軸は温

又、このC1材、D4材をバックプレートとして形成し、第2図(A)の方法で共振周波数を測定した結果は、第4図、第5図のとおりである。尚、第4図はC1材バックプレートであり、第5図はD4材バックプレートである。これらのデータから明らかなように、C1材、D4材からなるバックプレートは、ブレーキ鳴き周波数帯である1400～1500Hzの間の振幅が小さく（いずれも $1 \times 10^{-7}$ 以下）、又、各共振周波数における減衰率が大きいので、ライニングとブレーキドラムの間に発生する自動振動に共振することがなく、又、バックプレートに伝わる振動が速やかに減衰させられることになる。

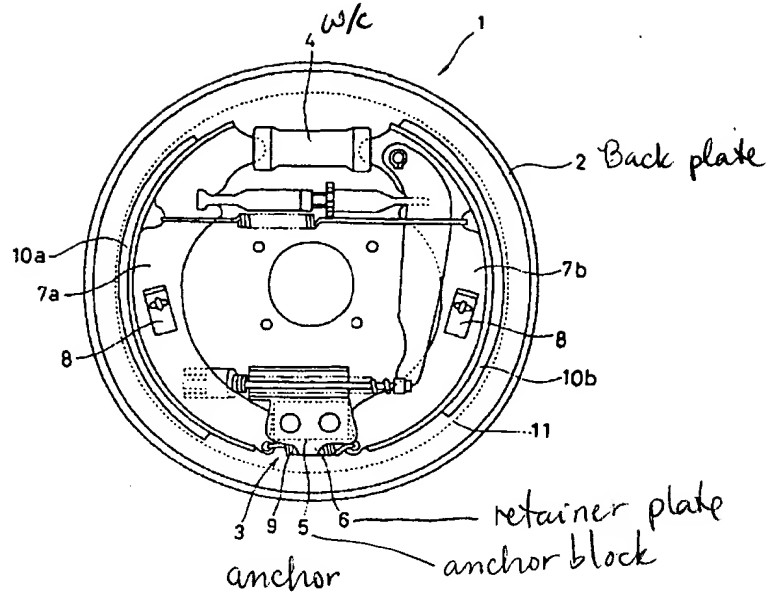
尚、本実施例ではC1材、D4材を用いているが、この他にもSP材間に挟むコアとして、ポリプロピレンシート或いはポリオレフィン系樹脂をサンドイッチ構造とした制振鋼板を用いても良い。この際、温度が15℃～60℃の時損失係数 $\eta$ が0.05以上で、且つ1400～1500Hzの周波数帯域での振幅が $1 \times 10^{-7}$ 以下であれば非常に有効に

度で縦軸は損失係数 $\eta$ 、第4図、第5図は本実施例の制振鋼板の共振特性を示し、第4図がC1材、第5図がD4材、第6図は従来のSP材（スチールプレート）の共振特性を示し、(A)図は、ブレーキ鳴き周波数（破線）との関係を示すもので横軸は周波数、縦軸は振幅、(B)表は共振周波数の振幅減衰率を示す。

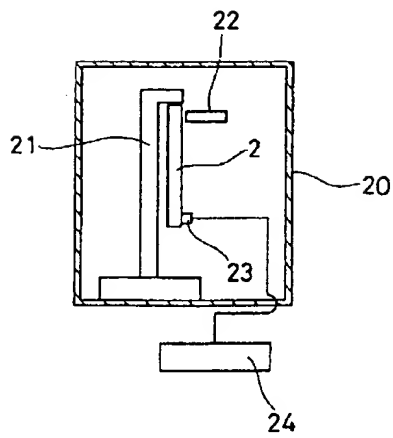
尚、同図中、1はドラムブレーキ、2はバックプレート、7a、7bはシューアッセンブリー、10a、10bはライニング、11はブレーキドラムを示す。

特許出願人	本田技研工業株式会社
代理人	弁理士 下田 容一郎
同	弁理士 大橋 邦彦
同	弁理士 小山 有

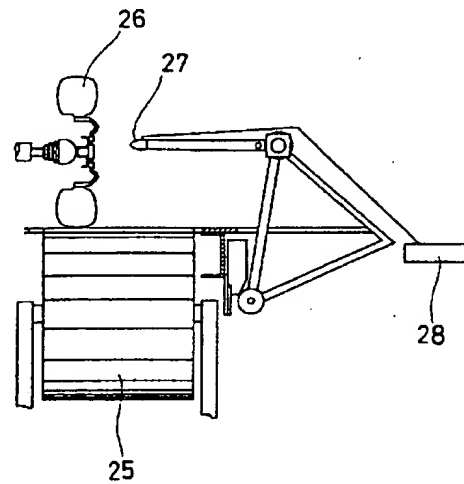
第 1 図



第 2 図

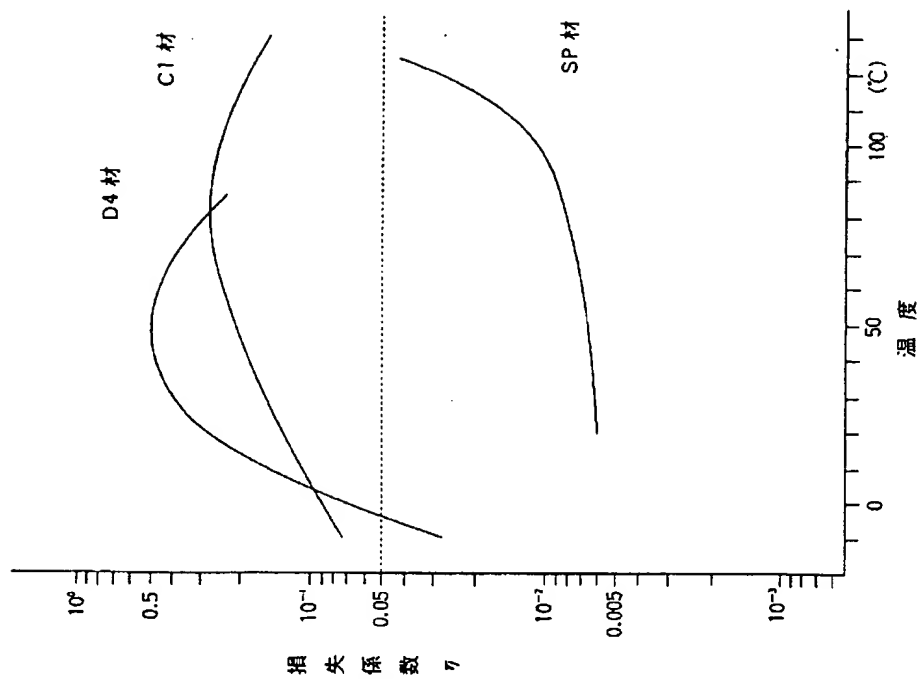


(A)

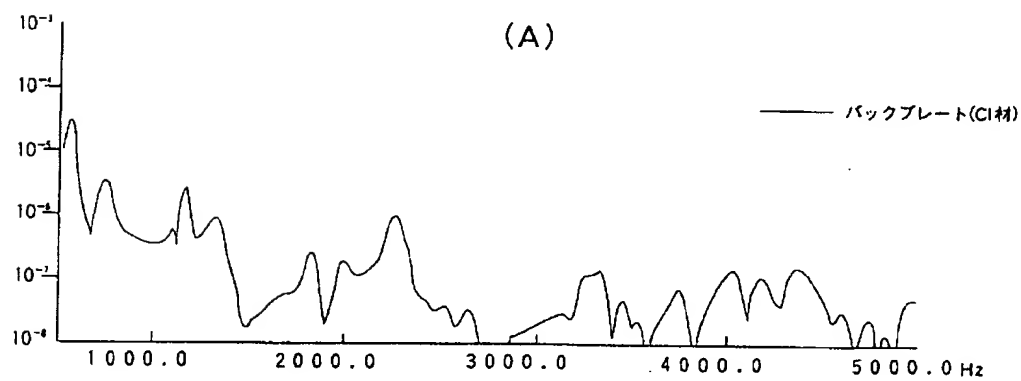


(B)

第 3 図



第 4 図

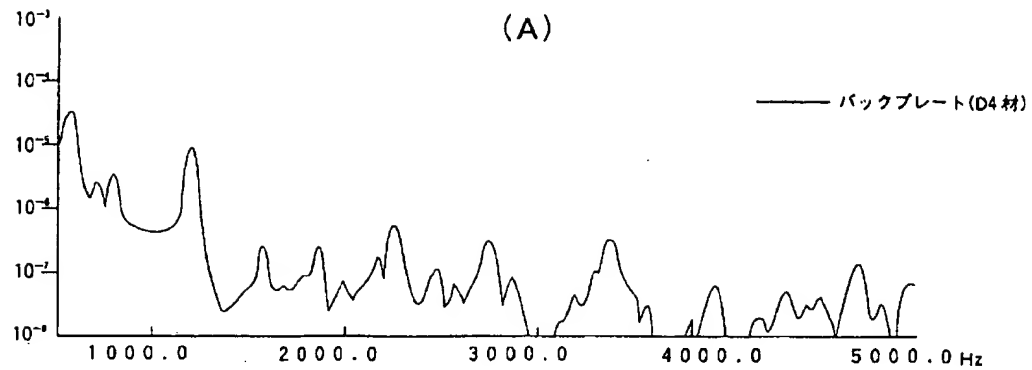


(B)

No	共振周波数 (Hz)	減衰率	振幅
1	533.38	$0.48361 \times 10^{-1}$	$0.22148 \times 10^{-3}$
2	754.17	$0.23465 \times 10^{-1}$	$0.20690 \times 10^{-3}$
3	1189.3	$0.20266 \times 10^{-1}$	$0.55991 \times 10^{-3}$
4	1319.8	$0.22897 \times 10^{-1}$	$0.76003 \times 10^{-3}$



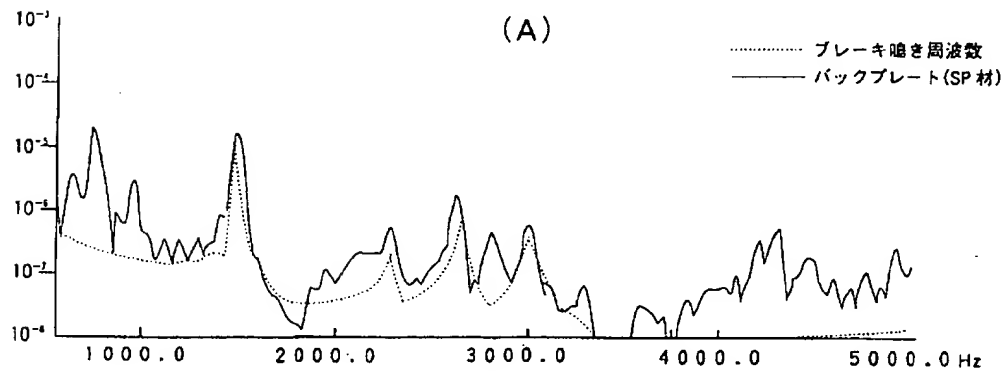
第 5 図



(B)

No	共振周波数 (Hz)	減衰率	振幅
1	566.16	$0.17249\text{E} \times 10^{-1}$	$0.13889\text{E} \times 10^{-4}$
2	785.90	$0.10348\text{E} \times 10^{-1}$	$0.44225\text{E} \times 10^{-1}$
3	1216.4	$0.14739\text{E} \times 10^{-1}$	$0.95348\text{E} \times 10^{-4}$
4	2244.5	$0.59354\text{E} \times 10^{-2}$	$0.34499\text{E} \times 10^{-4}$

第 6 図



(B)

No	共振周波数 (Hz)	減衰率	振幅
1	630.19	$0.69686\text{E} \times 10^{-2}$	$0.61957\text{E} \times 10^{-4}$
2	747.80	$0.51085\text{E} \times 10^{-2}$	$0.23442\text{E} \times 10^{-4}$
3	1474.9	$0.15443\text{E} \times 10^{-4}$	$0.17324\text{E} \times 10^{-4}$
4	2643.8	$0.11693\text{E} \times 10^{-4}$	$0.24155\text{E} \times 10^{-4}$

**PTO: 2003-92**

**Japanese Published Unexamined (Kokai) Patent Application No. H3-244837, published October 31, 1991; Application No. H2-39097, filed February 20, 1990; Int. Cl.<sup>5</sup>: F16D 65/09 F16F 15/02; Inventor(s): Masanori Kaneshiro et al.; Assignee: Honda Motor Corporation; Japanese Title: Doramu Bureeki-you Bakku Pureeto (Drum Brake Back Plate)**

---

**Specification**

**1. Title of Invention**

**Drum Brake Back Plate**

**2. Claim**

**A drum brake back plate that performs a braking operation by pressing a shoe assembly against a braking drum, which is attached to the back plate, characterized in that the back plate is made of a damping steel plate; the vibration property of the damping steel plate demonstrates a small amplitude at a high amplitude frequency band of a braking noise frequency generated between the shoe assembly and the brake drum.**

**3. Detailed Description of the Invention**

**[Field of Industrial Application]**

**This invention pertains to drum brake back plates that prevent a braking noise generated to the drum brake of a vehicle.**

**[Prior Art]**

**Drum brakes for braking vehicles conventionally produce abnormal sounds due to a**

**braking noise that occurs during a braking. The braking noise is not technically easily prevented. However, various studies and preventive measures have been proposed for the reason that the product values are lost as vehicles.**

**For example, Japanese unexamined patent application No. S61-27324 proposes a structure such that an accurate vibration mode is made not to be easily formed on a braking member by controlling the vibration amplitude by providing an ununiform reinforcing member on the interior of the rim of a shoe brake. Japanese unexamined patent application No. S58-210980 discloses such that an abnormal sound is reduced by controlling the fluctuation of the friction coefficient, using a friction material with a low fluctuation of the friction coefficient as a lining material for a shoe assembly.**

**[Problem of Prior Art to Be Addressed]**

**However, neither prior art method is a conventional special medicine as a preventive measure and can become an essential solution. When a reinforcing material is provided to the rim of a braking shoe, the structure becomes complicated.**

**[Measures to Solve the Problem]**

**In order to solve the disadvantage, the invention is characterized in that the drum braking back plate is made of a damping steel plate; the amplitude in a high amplitude frequency band of the frequency of a brake noise that is generated between the shoe assembly and the brake drum of the damping steel plate is small.**

**[Effect]**

The generation of the abnormal sound due to the brake noise is caused by an amplifying effect due to a resonance of the member because the self excitation vibration generated between the shoe assembly and the brake drum is transmitted to the brake structural body. By controlling the resonance at the high amplitude frequency band within the frequency of the brake noise, the abnormal sound level due to the brake noise is significantly reduced.

**[Embodiment]**

The embodiment of a drum brake back plate of the invention is described based on the attached drawings.

Fig.1 is a front view illustrating a drum brake. Fig.2 is a schematic diagram illustrating a frequency measuring device. Fig.2 (A) illustrates a back plate measuring type. Fig.2 (B) illustrates a brake noise frequency measuring type.

As shown in Fig.1, a drum brake 1 comprises the following components: a back plate 2 that is fixed on the car body side; an anchor 3 provided on back plate 2; a wheel cylinder unit 4. Anchor 3 comprises an anchor lock 5 and a retainer plate 6. If it is a conventional back plate 2, a steel plate (SP) material is used.

Single ends of a pair of arc shoe assemblies 7a and 7b are engaged with anchor 3. Wheel cylinder unit 4 is connected to the other ends of shoe assemblies 7a and 7b. Shoe holding units 8 are provided to the intermediate sections of assemblies 7a and 7b, which are capable of moving shoe assemblies 7a and 7b by opening and contracting means. A return spring 9 is

attached onto the anchor side.

With this structure, shoe assemblies 7a and 7b open against the pressure of return spring 9. A braking occurs due to a friction force by pressing linings 10a and 10b on the outer surface against the inner circumferential surface of a brake drum 11 that rotates on the outside.

A self excitation vibration occurs due to a friction by linings 10a and 10b and brake drum 11 during the braking, which causes the brake noise.

Accordingly, the invention, focusing on a relationship between the self excitation vibration and back plate 2, the frequency property generated by the self excitation vibration and the vibration property of back plate 2 are measured by a measuring method as shown in Fig.2.

In Fig.2 (A), one end of back plate 2 is supported by a support member 21 in a thermostatic chamber 20. A forced vibration is generated by giving an impact on the support side with a hammer 22. An analysis is given by using a FFT (frequency analyzer) analyzer 24 via a piezoelectric peak map 23 on the other end. As a result, the resonance frequency, the damping factor and the amplitude of back plate 2 are analyzed.

Fig.2 (B) illustrates a measuring method for a brake noise frequency. The frequency generated between the lining and the brake drum during a braking performed on a rear tire 26 that rotates on a dynamo 25 is analyzed with a FFT analyzer 28 via a swirl current pick-up 27.

Prior art drum brake structural body, more specifically, the braking property of back plate 2 when the SP material is used for back plate 2 is as shown in Fig.6.

Fig.6 (A) illustrates a relationship a resonance frequency (a solid line) of SP back plate 2 and a brake noise frequency (a dashed line). The horizontal axis and the vertical axis indicate a frequency and an amplitude, respectively. Table (B) indicates a damping factor and an amplitude at the resonance frequency of SP back plate 2.

According to the result, it is evident that a 1474.9 Hz back plate resonance frequency is presented, matching a peak section at 1400 to 1500 Hz of the brake noise frequency (a dashed line) due to a friction between the lining and the brake drum. Since this frequency at 1474.9 Hz has a large amplitude, it is identified that it has a strong connection to the brake noise.

For this reason, the embodiment of the invention is designed to reduce the brake noise by controlling a resonance at 1400 to 1500 Hz within the brake noise frequency band and the brake noise. More specifically, ~~a damping steel plate is used as the material of the back plate in lieu of the SP material. For example, a material at a sandwich structure, gripping a resin, core between SP materials is used, such as a CI material (a product by Sumitomo Metal Corporation) or a D4 material (a product by Sumitomo Metal Corporation).~~

These damping steel plates demonstrate excellent performance at the damping capability to a vibration. A comparison by a loss coefficient  $\eta$  (the coefficient that is used when a complex stiffness is displayed at a complex amount) used as an indication for the damping performance is as shown in Fig.3.

The horizontal axis and the vertical axis of Fig.3 indicate a temperature ( $^{\circ}\text{C}$ ) and loss coefficient  $\eta$ , respectively.

As is clear in the drawing, loss coefficients  $\eta$  of the CI material and the D4 material

indicate values 30 times higher than those of prior art SP materials at 15 to 60°C. Both cases indicate  $\eta = 0.05$  or greater. An extremely high damping factor is thus identified.

The measuring result of a resonance frequency by using a method of Fig.2 (A) after forming the CI material and the D4 material as back plates are as shown in Fig.4 and Fig.5. Fig.4 and Fig.5 illustrate a CI back plate and a D4 back plate, respectively. As is clear based on these data, the CI and D4 back plates demonstrate smaller amplitudes at a 1400 to 1500 Hz brake noise frequency band (both have a  $1 \times 10^{-7}$  or lower amplitude) or the damping factor at each resonance frequency is high. For these reasons, the CI and D4 back plates will not resonate to a self excitation vibration generated between the lining and the brake drum. The vibration transmitted to the back plates will be quickly attenuated.

~~The embodiment uses CI and D4 materials. A damping steel plate with a structure sandwiching a polypropylene sheet or polyolefin resin as a core to be gripped between the SP materials.~~ In this case, if loss coefficient  $\eta$  is 0.05 or greater when the temperature is 15 to 60°C and if the amplitude at a 1400 to 1500 Hz frequency band is  $1 \times 10^{-7}$  or lower, the back plates are extremely effective.

If  $\eta$  is 0.05 or lower, an effective damping effect cannot be obtained. If the amplitude at a 1400 to 1500 Hz is  $1 \times 10^{-7}$  or greater, an effective resonance preventing effect cannot be achieved.

#### [Advantageous Result of the Invention]

As described above, the drum brake back plate of the invention uses the damping plate with a small amplitude as the vibration property at a high amplitude frequency band of the

brake noise frequency generated between the shoe assembly and the brake drum. Due to the use of the small amplitude damping plate, the brake noise frequency does not amplify more than the current frequency and is quickly attenuated. The unpleasant abnormal sound is controlled.

Since the structure is also simple, it can be formed at a lower cost.

#### **4. Brief Description of the Invention**

Fig.1 is a front view illustrating a drum brake. Fig.2 is a schematic diagram illustrating a frequency measuring device. Fig.2 (A) and Fig.2 (B) illustrate a back plate measuring type and a brake noise frequency measuring type, respectively. Fig.3 illustrates a damping property of a damping steel plate. The horizontal axis and the vertical axis indicate a temperature  $^{\circ}\text{C}$  and loss coefficient  $\eta$ , respectively. Fig.4 and Fig.5 illustrate a resonance property of a damping steel plate as in an embodiment. Fig.4 and Fig.5 illustrate a C1 material and a D4 material, respectively. Fig.6 illustrates a resonance property of prior art SP material (a steel plate). Fig.6 (A) illustrates a relationship with a brake noise frequency (a dashed line). The horizontal axis and the vertical axis illustrate a frequency and an amplitude, respectively. Fig.6 (B) illustrates an amplitude damping factor of a resonance frequency.

In the drawings, reference number 1 refers to a drum brake; 2 to a back plate; 7a and 7b to shoe assemblies; 10a and 10b to linings; 11 to a brake drum.

Translations Branch  
U.S. Patent and Trademark Office  
10/11/02  
Chisato Morohashi